



(51) 国際特許分類6 F02C 3/05, 3/14, 7/08, F23R 3/40, 3/42		A1	(11) 国際公開番号 WO97/09524
			(43) 国際公開日 1997年3月13日(13.03.97)
(21) 国際出願番号 PCT/JP96/02179		(74) 代理人 弁理士 落合 健, 外(OCHIAI, Takeshi et al.) 〒105 東京都港区新橋5丁目9番1号 野村不動産新橋5丁目ビル Tokyo, (JP)	
(22) 国際出願日 1996年8月2日(02.08.96)			
(30) 優先権データ 特願平7/230911 1995年9月8日(08.09.95) JP 特願平8/43567 1996年2月29日(29.02.96) JP		(81) 指定国 BR, CA, CN, KR, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).	
(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 本田技研工業株式会社 (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA)[JP/JP] 〒107 東京都港区南青山二丁目1番1号 Tokyo, (JP)		添付公開書類 国際調査報告書	
(72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてののみ) 坂内 隆(BANNAI, Takashi)[JP/JP] 遠藤恒雄(ENDOU, Tsuneo)[JP/JP] 泉 征彦(IZUMI, Masahiko)[JP/JP] 大屋 建(OHYA, Ken)[JP/JP] 〒351-01 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社 本田技術研究所内 Saitama, (JP)			
(54)Title: GAS-TURBINE ENGINE			
(54)発明の名称 ガスタービンエンジン			
(57) Abstract			
<p>A gas-turbine engine (E) comprising a compressor wheel and a turbine wheel (10) both fixed on a rotating shaft (8), a single can type combustor (18) disposed on an extension line from the rotating shaft (8), and an annular heat transfer type heat exchanger (12) disposed so as to surround the outside of the single can type combustor (18) in a radial direction, and wherein the compressor wheel (9), turbine wheel (10), single can type combustor (18) and heat transfer type heat exchanger (12) are disposed coaxially with an axis (L), this making the flows of compressed air and combustion gas and temperature distribution inside a casing axisymmetric with the axis (L), whereby it is possible not only to make the flows of compressed air and combustion gas axisymmetric in the gas-turbine engine but also to prevent the generation of distortion due to heat.</p>			

(57) 要約

ガスタービンエンジンEは回転軸(8)に固定されたコンプレッサホイール(9)及びタービンホイール(10)と、回転軸(8)の延長線上に配置された単缶型燃焼器(18)と、単缶型燃焼器(18)の半径方向外側を圍繞するように配置された円環状の伝熱型熱交換器(12)とを備える。前記コンプレッサホイール(9)、タービンホイール(10)、単缶型燃焼器(18)及び伝熱型熱交換器(12)は、回転軸(8)の軸線Lに対して同軸に配置されているため、圧縮空気及び燃焼ガスの流れが軸線Lに対して軸対称になり、更にケーシングの内部の温度分布も軸線Lに対して軸対称になる。これにより、ガスタービンエンジンEの内部における圧縮空気及び燃焼ガスの流れを軸対称化するとともに、熱的な歪みが発生するのを防止することができる。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願をパンフレット第一頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AL	アルバニア	DE	ドイツ	LI	リヒテンシュタイン	PL	ポーランド
AM	アルメニア	DK	デンマーク	LC	セントルシア	PT	ポルトガル
AT	オーストリア	EE	エストニア	LR	レソト	RU	ロシア連邦
AU	オーストラリア	ES	スペイン	LS	レソト	SD	スーダン
AZ	アゼルバイジャン	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SE	スウェーデン
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SG	シンガポール
BB	ババルバドス	GB	イギリス	LV	ラトヴィア	SI	スロベニア
BE	ベルギー	GE	グルジア	MC	モナコ	SK	スロバキア
BG	ブルガリア	GN	ギニア	MD	モルドバ	SN	セネガル
BJ	ベナン	GR	ギリシャ	MG	マダガスカル	SZ	スワジランド
BR	ブラジル	HU	ハンガリー	MK	マケドニア共和国	TD	チャド
BY	ベラルーシ	IE	アイルランド	ML	マリ	TG	トーゴ
CC	カカダ	IL	イスラエル	MN	モンゴル	TJ	タジキスタン
CF	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	MR	モーリタニア	TM	トルクメニスタン
CG	コンゴ	IT	イタリア	MW	モザンビーク	TR	トルコ
CH	スイス	JP	日本	MX	メキシコ	TT	トリニダード・トバゴ
CI	コート・ジボワール	KE	ケニア	NE	ニジェール	UG	ウガンダ
CM	カメルーン	KG	キルギスタン	NL	オランダ	US	アメリカ合衆国
CN	中国	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NO	ノルウェー	UZ	ウズベキスタン
CU	キューバ	KR	大韓民国	NZ	ニュージーランド	VN	ベトナム
CZ	チェコ共和国	KZ	カザフスタン				

明 細 書

発明の名称

ガスタービンエンジン

発明の分野

- 5 本発明は、タービンホイールにより駆動されるコンプレッサホイールで圧縮されて熱交換器で加熱された空気を燃料と混合して燃焼器で燃焼させ、発生した燃焼ガスを前記タービンホイールの駆動と前記熱交換器における熱交換とに供するガスタービンエンジンに関する。

背景技術

- 10 かかるガスタービンエンジンは、例えば日本国特公昭58-4172号公報、日本国特公昭58-55331号公報、日本国特開昭46-37520号公報により既に知られている。

- ところで、上記従来のガスタービンエンジンは、熱交換器が軸回りに非対称形状に配置されていたり回転型であったりするため、或いは燃焼
15 器が軸回りに非対称形状に配置されているため、圧縮空気や燃焼ガスの流れが円周方向に不均一となって圧損が発生し易い問題がある。またケーシングの内部に燃焼ガスに接触する高温部分と圧縮空気に接触する低温部分とが非対称に現れるため、エンジン各部の熱膨張量の差によって熱的な歪みが発生し、回転軸が撓んでコンプレッサホイールやタービン
20 ホイールのスムーズな回転が阻害されたり、脆弱なセラミック製部品が損傷する等の不具合が発生する可能性がある。

発明の開示

- 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、ガスタービンエンジンの内部における圧損や熱的歪みの発生を最小限に抑えることを目的とする。
25 る。

上記目的を達成するために、本発明の第1の特徴によれば、単缶型燃焼器と、単缶型燃焼器に圧縮空気を供給するコンプレッサホイールと、単缶型燃焼器で発生した燃焼ガスにより駆動されてコンプレッサホイールを駆動するタービンホイールと、タービンホイールから排出される燃

- 焼ガスと単缶型燃焼器に供給される圧縮空気との間で熱交換を行う円環状の伝熱型熱交換器とを備えたガスタービンエンジンにおいて、コンプレッサホイール、タービンホイール、単缶型燃焼器及び伝熱型熱交換器を同軸に配置するとともに、単缶型燃焼器の半径方向外側であってコンプレッサホイール及びタービンホイールから軸方向に偏倚した位置に伝熱型熱交換器を配置し、更にコンプレッサホイール及びタービンホイールの半径方向外側に、コンプレッサホイールから伝熱型熱交換器に圧縮空気を導く圧縮空気通路と、タービンホイールから伝熱型熱交換器に燃焼ガスを導く燃焼ガス通路とを配置したガスタービンエンジンが提案される。

- 上記構成によれば、コンプレッサホイール、タービンホイール、単缶型燃焼器及び伝熱型熱交換器を同軸に配置したので、エンジン内部の圧縮空気や燃焼ガスの流れを軸対称化して圧損を減少させ、出力の増加及び燃費の低減を達成することができる。またエンジン内部の温度分布を軸対称にして熱的な歪みの発生を最小限に抑え、コンプレッサホイールやタービンホイールのスムーズな回転を確保するとともに、不均一な熱膨張による部品の損傷を回避することができ、しかもケーシングやダクトを軸対称化して薄肉材料で製作することが可能となって軽量化が達成されるばかりか、ヒートマスの減少によって冷間始動時の熱損失を減少させて更なる燃費の低減が可能となる。また単缶型燃焼器の半径方向外側であってコンプレッサホイール及びタービンホイールから軸方向に偏倚した位置に伝熱型熱交換器を配置し、更にコンプレッサホイール及びタービンホイールの半径方向外側に、コンプレッサホイールから伝熱型熱交換器に圧縮空気を導く圧縮空気通路と、タービンホイールから伝熱型熱交換器に燃焼ガスを導く燃焼ガス通路とを配置したので、伝熱型熱交換器と、そこに圧縮空気及び燃焼ガスを導く圧縮空気通路及び燃焼ガス通路を軸方向に合理的にレイアウトし、エンジンの半径方向寸法をコンパクト化することができる。

また発明の第2の特徴によれば、前記第1の特徴に加えて、燃焼ガス

通路に酸化触媒を介装したガスタービンエンジンが提案される。

上記構成によれば、酸化触媒の装着によるエンジンの半径方向寸法の増加を最小限に抑えながら燃焼ガスを浄化することができる。

- また発明の第 3 の特徴によれば、前記第 1 の特徴に加えて、伝熱型熱交換器の内部を圧縮空気及び燃焼ガスが相互に逆方向に流れるガスタービンエンジンが提案される。

上記構成によれば、伝熱型熱交換器の熱交換効率を向上させることができる。

- また発明の第 4 の特徴によれば、前記第 1 の特徴に加えて、単缶型燃焼器が予混合部と触媒燃焼部と気相燃焼部とを備えたガスタービンエンジンが提案される。

上記構成によれば、予混合部で燃料と圧縮空気とを均一に混合した混合気を触媒によって低温燃焼させ、燃焼ガス中の有害成分を減少させることができる。

- また発明の第 5 の特徴によれば、前記第 1 の特徴に加えて、単缶型燃焼器が予混合部と保炎器部と気相燃焼部とを備えたガスタービンエンジンが提案される。

上記構成によれば、予混合部で燃料と圧縮空気とを均一に混合し、燃焼ガス中の有害成分を減少させることができる。

- また発明の第 6 の特徴によれば、前記第 1 の特徴に加えて、伝熱型熱交換器と単缶型燃焼器とを接続する圧縮空気通路に予熱手段を介装したガスタービンエンジンが提案される。

上記構成によれば、始動時に圧縮空気を予熱して始動性を向上させることができる。

25 図面の簡単な説明

図 1 ～図 7 は本発明の第 1 実施例を示すもので、図 1 はガスタービンエンジンの縦断面図、図 2 は図 1 の 2 - 2 線拡大断面図、図 3 は図 4 ～図 6 の表示部分を示すマップ、図 4 は図 3 の A 部拡大図、図 5 は図 3 の B 部拡大図、図 6 は図 3 の C 部拡大図、図 7 は図 5 の要部拡大図である。

図 8 及び図 9 は本発明の第 2 実施例を示すもので、図 8 はガスタービンエンジンの縦断面図、図 9 は前記図 6 に対応する図である。

発明を実施するための最良の形態

5 先ず、図 1 及び図 2 に基づいて、第 1 実施例に係るガスタービンエンジン E の構造の概略を説明する。

図 1 に示すように、ガスタービンエンジン E は概略円筒状に形成されたエンジンケーシング 1 を備える。エンジンケーシング 1 の外周には第 1 圧縮空気通路 4 が形成されており、この第 1 圧縮空気通路 4 の上流側には図示せぬエアクリーナ及びサイレンサに連なる吸気通路 5 が接続さ
10 れる。

吸気通路 5 の中央を貫通して一対のベアリング 6, 7 で支持された回転軸 8 には、遠心式のコンプレッサホイール 9 と遠心式のタービンホイール 10 とが隣接して同軸に固定される。後方側のベアリング 7 をコンプレッサホイール 9 とタービンホイール 10 との間に配置したので、こ
15 のベアリング 7 をコンプレッサホイール 9 の前方に配置する場合に比べて、該ベアリング 7 からのタービンホイール 10 の後方張出量を減少させて振動を軽減することができる。コンプレッサホイール 9 の外周に放射状に形成された複数のコンプレッサブレード 9₁…は前記吸気通路 5 に臨んでおり、これらコンプレッサブレード 9₁…の直下流に位置する
20 第 1 圧縮空気通路 4 に複数のコンプレッサディフューザ 11₁…が設けられる。回転軸 8 の前端にはタービンホイール 10 により駆動される発電機 2 が設けられる。

エンジンケーシング 1 の後端には円環状の伝熱型熱交換器 12 が配置される。伝熱型熱交換器 12 は後端外周寄りの位置に圧縮空気入口 13
25 を備えるとともに前端内周寄りの位置に圧縮空気出口 14 を備え、前端外周寄りの位置に燃焼ガス入口 15 を備えるとともに後端内周寄りの位置に燃焼ガス出口 16 を備える。

図 2 から明らかなように、伝熱型熱交換器 12 は大径円筒状のアウトハウジング 28 と小径円筒状のインナハウジング 29 とを、金属板をつ

づら折り状に折り曲げてなる伝熱板 30 で結合したもので、その伝熱板 30 を挟んで圧縮空気流路 31 …と燃焼ガス流路 32 …とが交互に形成される。

図 1 に示すように、実線で示す比較的に低温の圧縮空気と、破線で示す比較的に高温の燃焼ガスとを相互に逆方向に流すことにより、その流路の前長に亘って圧縮空気及び燃焼ガス間の温度差を大きく保ち、熱交換効率を向上させることができる。

伝熱型熱交換器 12 の半径方向内側には円環状のプリヒータ 17 が同軸に配置され、更にその半径方向内側には触媒式の単缶型燃焼器 18 が同軸に配置される。単缶型燃焼器 18 は上流側から下流側に向けて予混合部 33 と触媒燃焼部 19 と気相燃焼部 20 とを順次備えている。伝熱型熱交換器 12 の圧縮空気出口 14 とプリヒータ 17 とは第 2 圧縮空気通路 21 で接続され、プリヒータ 17 と予混合部 33 とは第 3 圧縮空気通路 22 で接続される。第 3 圧縮空気通路 22 には燃料噴射ノズル 23 が設けられる。燃料噴射ノズル 23 から噴射された燃料は、予混合部 33 において圧縮空気と均一に混合して有害排出物の少ない燃焼が行われる。このように単缶型燃焼器 18 を採用したことにより、アニュラ型燃焼器では困難な触媒燃焼が可能になるばかりか、燃料噴射ノズル 23 等の個数を削減して構造の簡略化を図ることができる。

気相燃焼部 20 と伝熱型熱交換器 12 の燃焼ガス入口 15 とを接続する燃焼ガス通路 24 の上流部分には、タービンホイール 10 の外周に放射状に形成された複数のタービンプレード 10₁…が臨むとともに、その更に上流には気相燃焼部 20 からの燃焼ガスを導く遮熱板 25 及びタービンノズル 26₁…が設けられる。また燃焼ガス通路 24 の下流部分には、燃焼ガス中の有害成分を除去するための円環状の酸化触媒 27 が配置される。

次に、図 3 ～図 7 を併せて参照しながらガスタービンエンジン E の構造を更に詳細に説明する。

エンジンケーシング 1 は、ガスタービンエンジン E の前方から後方に

向かって順次結合されたフロントカバー 4 1、フロントベアリングケーシング 4 2、発電機ハウジング 4 3、フロントケーシング 4 4、アウトケーシング 4 5、リヤケーシング 4 6 及びリヤカバー 4 7 から構成される。フロントカバー 4 1 とフロントベアリングケーシング 4 2 とはボルト 4 8 … で結合され、フロントベアリングケーシング 4 2 と発電機ハウジング 4 3 とはボルト 4 9 … で結合され、発電機ハウジング 4 3 とフロントケーシング 4 4 とはボルト 5 0 … で結合される。

フロントケーシング 4 4 とアウトケーシング 4 5 とは、それぞれの端面に形成したフランジ 4 4₁、4 5₁ を弾性シール 5 1 を介して突き合わせた状態で、ボルト 5 2 … により結合される。またアウトケーシング 4 5 とリヤケーシング 4 6 とは、それぞれの端面に形成したフランジ 4 5₂、4 6₁ 間に、伝熱型熱交換器 1 2 の外周に固定した環状の取付ブラケット 5 3 を挟持した状態で、ボルト 5 4 … によって結合される。このとき、アウトケーシング 4 5 のフランジ 4 5₂ 及び伝熱型熱交換器 1 2 の取付ブラケット 5 3 間に弾性シール 5 5 が介装される。

リヤケーシング 4 6 の後端面とリヤカバー 4 7 の前端面に形成したフランジ 4 7₁ とが、相互に突き合わされてボルト 5 6 … により結合される。このとき、高圧空気の排気ダクトへの洩れを防ぐべく伝熱型熱交換器 1 2 に取り付く部材 5 7 のフランジ 5 7₁ が前記ボルト 5 6 … により共締めされるとともに、プリヒータ 1 7 に一体に形成したフランジ 1 7₁ がリヤカバー 4 7 のフランジ 4 7₁ にボルト 5 8 … で結合される。高圧空気の排気ダクトへの洩れを防ぐべく伝熱型熱交換器 1 2 に取り付く部材 5 7 は蛇腹状の襷 5 7₂ … を備えており、これらの襷 5 7₂ … の変形により伝熱型熱交換器 1 2 の軸方向の熱膨張が許容される。

リヤカバー 4 7 の後端面に形成したフランジ 4 7₂ に、単缶型燃焼器 1 8 の円筒状のミキシングダクト 5 9 の後端がボルト 6 0 … で結合されるとともに、燃料噴射ノズル 2 3 がボルト 6 1 … で結合される。

図 4 から明らかなように、発電機ハウジング 4 3 の後部に一体に形成した前記吸気通路 5 は、発電機ハウジング 4 3 にボルト 6 2 … で結合し

たコンプレッサシュラウド63の内部と、フロントケーシング44の内面にボルト64…で結合したコンプレッサディフューザハウジング11の内部を経て、フロントケーシング44の外周に形成した前記第1圧縮空気通路4に連通する。図5及び図6から明らかなように、フロントケーシング44の第1圧縮空気通路4は、アウタケーシング45及びリヤケーシング46の外周に形成した第1圧縮空気通路4を経て伝熱型熱交換器12の圧縮空気入口13に連通する。アウタケーシング45の第1圧縮空気通路4の内周には、耐座屈強度を高めるための環状の補強部材65、65が装着される。またリヤケーシング46には排気ダクト66が設けられる。

図5から明らかなように、伝熱型熱交換器12の圧縮空気出口14に連なる第2圧縮空気通路21は前後に分岐しており、大部分の圧縮空気は後方に分岐してプリヒータ17に供給され、一部の圧縮空気は前方に分岐して単缶型燃焼器18の気相燃焼部20の外壁を構成する燃焼器ダクト67に形成した通孔67₁…を経て、希釈空気として気相燃焼部20に供給される。

図7から明らかなように、フロントケーシング44の内面にコンプレッサディフューザハウジング11を結合するボルト64…により、リヤベアリングハウジング68の外周が共締めされる。リヤベアリングハウジング68の後端にはタービンシュラウド69が当接し、ボルト70でリヤベアリングハウジング68に締結した固定部材71で固定される。前記タービンノズル26₁…を一体に備えたタービンバックシュラウド26から前方に延びる取付脚部26₂が、前記タービンシュラウド26の後面にクリップ72で結合される。

タービンホイール10の後方を覆う遮熱板25は、タービンバックシュラウド26の後面に固定された皿状の第1遮熱板73と、第1遮熱板73を覆うようにタービンバックシュラウド26の後面に固定された皿状の第2遮熱板74と、第2遮熱板74の後面に所定の隙間を介して配置され、その円周上の複数カ所において第2遮熱板74に固定75₁…

された第3遮熱板75とから構成される。伝熱型熱交換器12の圧縮空気出口14から前方に分岐した第2圧縮空気通路21は、タービンバックシュラウド26に形成したタービンノズル26₁…の内部を貫通する通孔26₂…を介して、第1遮熱板73及び第2遮熱板74間に形成された第1冷却空間76に連通する。この第1冷却空間76は、第1遮熱板73に形成した通孔73₁を介して該第1遮熱板73とタービンホイール10との間に形成された第2冷却空間77に連通するとともに、第2遮熱板74に形成した通孔74₁を介して該第2遮熱板74と第3遮熱板75との間に形成された第3冷却空間78に連通する。

10 ガスタービンエンジンEの運転中、気相燃焼部20に対向する遮熱板25は高温に曝されるが、伝熱型熱交換器12を通過した比較的到低温の圧縮空気が第2圧縮空気通路21を前方に分岐し、図7においてタービンバックシュラウド26の通孔26₂…から第1冷却空間76に流入し、そこから第2遮熱板74の通孔74₁、第3冷却空間78及び開口部75₂…を経て気相燃焼部20に流入するとともに、第1冷却空間76から第1遮熱板73の通孔73₁及び第2冷却空間77を経てタービンホイール10に流入する。このようにして、比較的到低温の圧縮空気との接触により、第1～第3遮熱板73、74、75を効果的に冷却することができる。

20 図7から明らかなように、タービンバックシュラウド26と燃焼器ダクト67とはシール部79において摺動自在に当接しており、シール部79における両者の摺動により軸方向の熱膨張が吸収される。またタービンシュラウド69の外周に装着された2個のシールリング80、80が、第2圧縮空気通路21を画成する第2圧縮空気通路ダクト81の前端に摺動自在に当接しており、シールリング80、80により圧縮空気の漏れを防止しながら両者の軸方向の熱膨張を吸収することができる。前記各シールリング80は1個の合口を有して拡張方向に張りが与えられたもので、ガソリンエンジンのピストンリングと類似の構造を備えている。

図6から明らかなように、プリヒータ17を通過した圧縮空気を単缶型燃焼器18の予混合部33に導く際に、その圧縮空気にスワールを発生させて燃料との混合を促進させるためのミキサー59、…が、ミキシングダクト59の入口に形成される。単缶型燃焼器18の触媒燃焼部15 9の出口には、混合気にスワールを発生させる保安器部34と、始動用の着火ヒータ82とが設けられる。着火ヒータ82への給電はリヤカバー47側からミキサー59、…及びミキシングダクト59の内部に延びるケーブル83を介して行われる。またプリヒータ17への給電は、リヤカバー47側から取付部材57の内面に沿って延びるケーブル84を介して行われる。前記ケーブル83、84は絶縁フィッティング85、86を介してリヤカバー47の外部に接続される。

図7から明らかなように、リヤベアリングハウジング68の内周に、ベアリングホルダー87の外周と後部潤滑室カバー88の外周とが嵌合保持される。回転軸8の後端はタービンホイール10の前端の結合部15 0₂に同軸に螺合するとともに、更にその外周にコンプレッサホイール9の後端の結合部9₂が同軸に螺合しており、これにより回転軸8にタービンホイール10及びコンプレッサホイール9が結合される。ベアリング7のインナレースの前端はコンプレッサホイール9の結合部9₂の段部に当接し、後端はカラー89を介してタービンホイール10の結合部10₂の段部に当接して支持される。一方、ベアリング7のアウタレースの前端はカラー90及びクリップ91を介してベアリングホルダー87に支持され、後端はベアリングホルダー87の段部に支持される。このベアリング7は振動を減衰させる目的で若干の隙間を有してフローティング支持される。リヤベアリングハウジング68の前面のボルト925 2で固定した前部潤滑室カバー93と前記後部潤滑室カバー88とにより潤滑油室35が画成される。

而して、リヤベアリングハウジング68及びベアリングホルダー87の内部に形成した油路68₁、87₁から供給された潤滑油は、油路87₂を介してベアリング7のアウタレースを半径方向内側に付勢する

ことにより、フローティング支持された前記ベアリング7に振動減衰機能を持たせる。また油路87₁から分岐する油路87₂は前記カラー90に形成したジェット90₁に連通するとともに、油路87₁にはジェット87₄が形成される。前記ジェット90₁、87₄はベアリング7を指向しており、そこから噴出する潤滑油によりベアリング7が潤滑される。

図4から明らかなように、発電機ハウジング43の内部に収納された発電機2は、鉄心94にコイル95を巻回してなるステータ97と、磁石ホルダー98の内部に複数の永久磁石99…を埋め込んでなるロータ100とを備える。コンプレッサホイール9及びロータ100の内部を前方に延びる回転軸8はテンションボルトで構成されており、その前端にナット101を螺着することにより回転軸8とロータ100とが結合される。即ち、ナット101の締結力はベアリング6のインナレース、カラー102及びロータ100の磁石ホルダー98を後方に押圧し、この磁石ホルダー98の後端をコンプレッサホイール9の前端に圧接して固定する。回転軸8の中間に形成した膨大部8₁を磁石ホルダー98の内面に当接させることにより、回転軸8が振れ止めされる。

回転軸8の前端を支持するベアリング6はフロントカバー41及びベアリングケーシング42により画成された潤滑油室104内に配置されており、ベアリングケーシング42及びベアリングホルダー105に形成した油路42₁、105₁を介して潤滑される。

而して、吸気通路5から吸い込まれてコンプレッサホイール9により圧縮された空気は第1圧縮空気通路4を経て伝熱型熱交換器12に送られ、そこで高温の燃焼ガスとの間で熱交換することにより加熱される。伝熱型熱交換器12を通過した圧縮空気は第2圧縮空気通路21及び第3圧縮空気通路22を経て予混合部33に達し、そこで燃料噴射ノズル23から噴射された燃料と混合する。尚、ガスタービンエンジンEの始動時には、燃焼ガスが流れないために伝熱型熱交換器12が十分に機能しない。従って、始動時には第2、第3圧縮空気通路21、22間に設

けたプリヒータ 17 に通電して圧縮空気を電氣的に加熱し、その温度を触媒活性化温度以上に上昇させる必要がある。

単缶型燃焼器 18 に流入した混合気の一部は触媒燃焼部 19 に担持した触媒に接触して触媒反応により燃焼し、その燃焼ガスの熱によって混合気 5 の残部が気相燃焼部 20 において気相燃焼する。燃焼ガスは燃焼ガス通路 24 に流入してタービンホイール 10 を駆動し、更に酸化触媒 27 を通過して有害成分を除去された状態で前記伝熱型熱交換器 12 に供給される。このようにしてタービンホイール 10 が回転すると、その回転トルクは回転軸 8 を介してコンプレッサホイール 9 及び発電機 2 に伝達 10 される。

さて、図 1 から明らかなように、回転軸 8 の中心を通る軸線 L に対して、コンプレッサホイール 9、タービンホイール 10、伝熱型熱交換器 12、単缶型燃焼器 18 を含む各部材が軸対称に配置されている。その結果、ガスタービンエンジン E 内部の圧縮空気や燃焼ガスの流れが軸対 15 称になって円周方向に均一化されるため、圧損が減少して出力の増加及び燃費の低減が可能となる。また、ガスタービンエンジン E 内部の温度分布も軸対称になって各部材の熱的な歪みが最小限に抑えられ、コンプレッサホイール 9 やタービンホイール 10 のスムーズな回転が確保されるとともに、熱応力によるセラミック製部品の損傷等が効果的に防止さ 20 れる。更に、ケーシングやダクトも軸対称化することができるので、それらを板金等の薄肉材料で製作することが可能となって軽量化が達成されるばかりか、ヒートマス の減少によって冷間始動時の熱損失を減少させて更なる燃費の低減が可能となる。

また、触媒燃焼部 19 の入口における空燃比の均一化や流速の均一化 25 は燃焼ガス中の有害成分の低減に対して重要であるが、前記軸対称配置により予混合部 33 に流入する混合気の流れを軸対称化して前記目標を短い予混合部 33 長で達成することができる。更に、伝熱型熱交換器 12 の圧縮空気入口 13 及び燃焼ガス入口 15 における流速の均一化は熱交換効率の向上や圧損の低減を図る上で重要であるが、前記軸対称配置

により伝熱型熱交換器 12 に流入する圧縮空気や燃焼ガスの流れを軸対称化して前記目標を達成することができる。

また、ガスタービンエンジン E の中心部に高温の単缶型燃焼器 18 を配置し、その外側に中温の伝熱型熱交換器 12、第 2 圧縮空気通路 21、
5 第 3 圧縮空気通路 22、タービンホイール 10 及び燃焼ガス通路 24 を配置し、更にその外側に低温のコンプレッサホイール 9 及び第 1 圧縮空気通路 4 を配置したので、セラミック等の断熱部材を使用しなくとも、外部放熱を減少させて燃費の低減を図ることができる。

また、軸線 L に沿って前方から後方にコンプレッサホイール 9、ター
10 ビンホイール 10 及び単缶型燃焼器 18 が順次配置されており、その単缶型燃焼器 18 の半径方向外側を覆うように円環状の伝熱型熱交換器 12 が配置されている。従って、コンプレッサホイール 9 及びタービンホイール 10 の半径方向外側には空間が形成されることになり、この空間を利用して第 1 圧縮空気通路 4、燃焼ガス通路 24 及び酸化触媒 27 を
15 配置することができる。而して、伝熱型熱交換器 12 の半径方向内側に前記第 1 圧縮空気通路 4、燃焼ガス通路 24 及び酸化触媒 27 を配置する場合に比べて、ガスタービンエンジン E の半径方向寸法をコンパクト化することができる。

図 8 及び図 9 は本発明の第 2 実施例を示すもので、この第 2 実施例は
20 プリヒータ 17 を備えていない点と、単缶型燃焼器 18 の構造とにおいて第 1 実施例と異なっており、その他の構成は第 1 実施例と同一である。

第 2 実施例の単缶型燃焼器 18 は、予混合部 33 と、混合気に渦流を発生させるスワラー等の保炎器部 34 と、気相燃焼部 20 とから構成されており、第 1 実施例の触媒燃焼部 19 を廃止したものに相当する。こ
25 の第 2 実施例によれば、混合気の火炎が保炎器部 34 において保持されることによりガスタービンエンジン E の運転が継続される。

而して、この第 2 実施例によっても、回転軸 8 の中心を通る軸線 L に対して、コンプレッサホイール 9、タービンホイール 10、伝熱型熱交換器 12、単缶型燃焼器 18 を含む各部材が軸対称に配置されているた

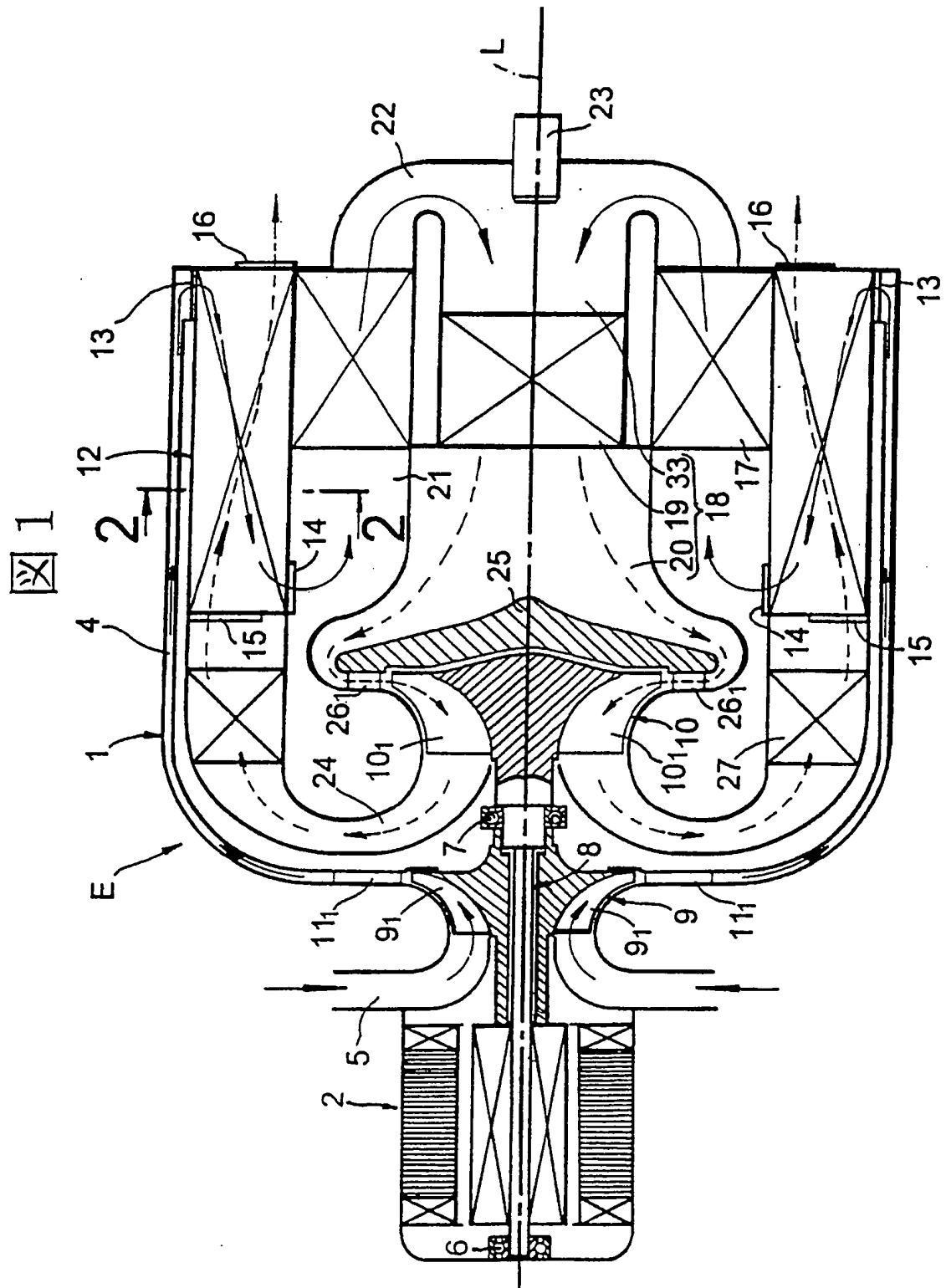
め、圧縮空気の流れ、燃焼ガスの流れ、或いは温度分布を軸対称化して第1実施例と同様の作用効果を奏することができる。

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

請求の範囲

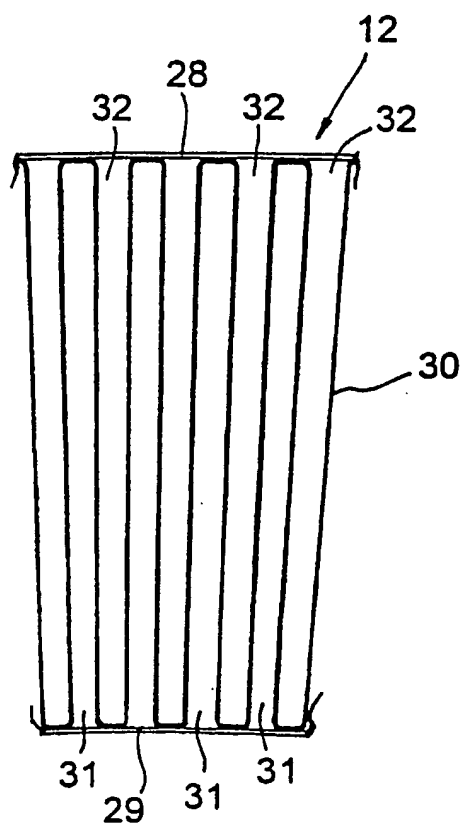
1. 単缶型燃焼器と、単缶型燃焼器に圧縮空気を供給するコンプレッサホイールと、単缶型燃焼器で発生した燃焼ガスにより駆動されてコンプレッサホイールを駆動するタービンホイールと、タービンホイールから
5 排出される燃焼ガスと単缶型燃焼器に供給される圧縮空気との間で熱交換を行う円環状の伝熱型熱交換器とを備えたガスタービンエンジンにおいて、コンプレッサホイール、タービンホイール、単缶型燃焼器及び伝熱型熱交換器を同軸に配置するとともに、単缶型燃焼器の半径方向外側であってコンプレッサホイール及びタービンホイールから軸方向に偏倚
10 した位置に伝熱型熱交換器を配置し、更にコンプレッサホイール及びタービンホイールの半径方向外側に、コンプレッサホイールから伝熱型熱交換器に圧縮空気を導く圧縮空気通路と、タービンホイールから伝熱型熱交換器に燃焼ガスを導く燃焼ガス通路とを配置したガスタービンエンジン。
- 15 2. 燃焼ガス通路に酸化触媒を介装した、請求項 1 記載のガスタービンエンジン。
3. 伝熱型熱交換器の内部を圧縮空気及び燃焼ガスが相互に逆方向に流れる、請求項 1 記載のガスタービンエンジン。
4. 単缶型燃焼器が予混合部と触媒燃焼部と気相燃焼部とを備えた、請求
20 項 1 記載のガスタービンエンジン。
5. 単缶型燃焼器が予混合部と保炎器部と気相燃焼部とを備えた、請求項 1 記載のガスタービンエンジン。
6. 伝熱型熱交換器と単缶型燃焼器とを接続する圧縮空気通路に予熱手段を介装した、請求項 1 記載のガスタービンエンジン。

1 / 9



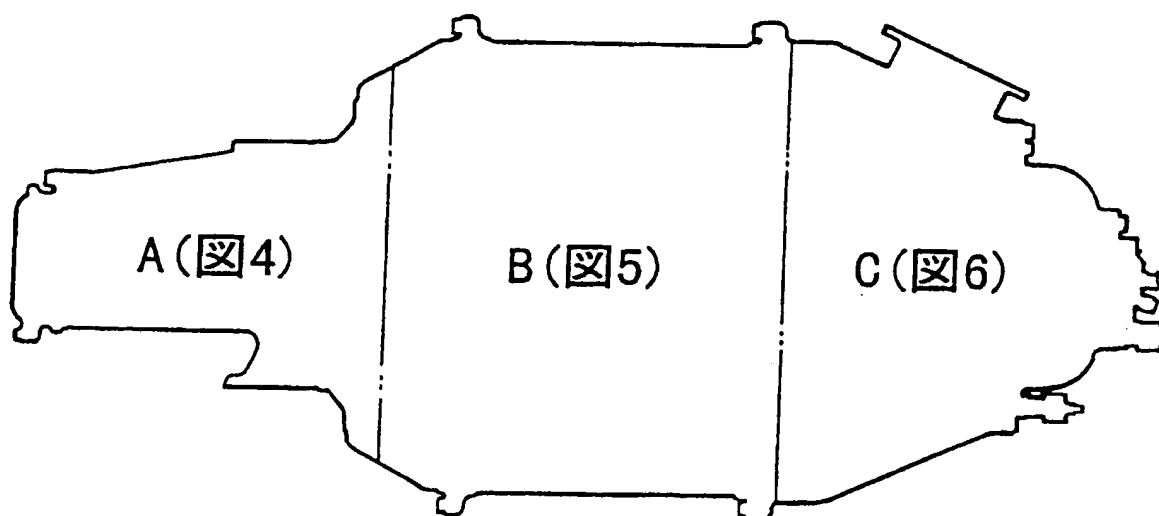
2 / 9

図 2



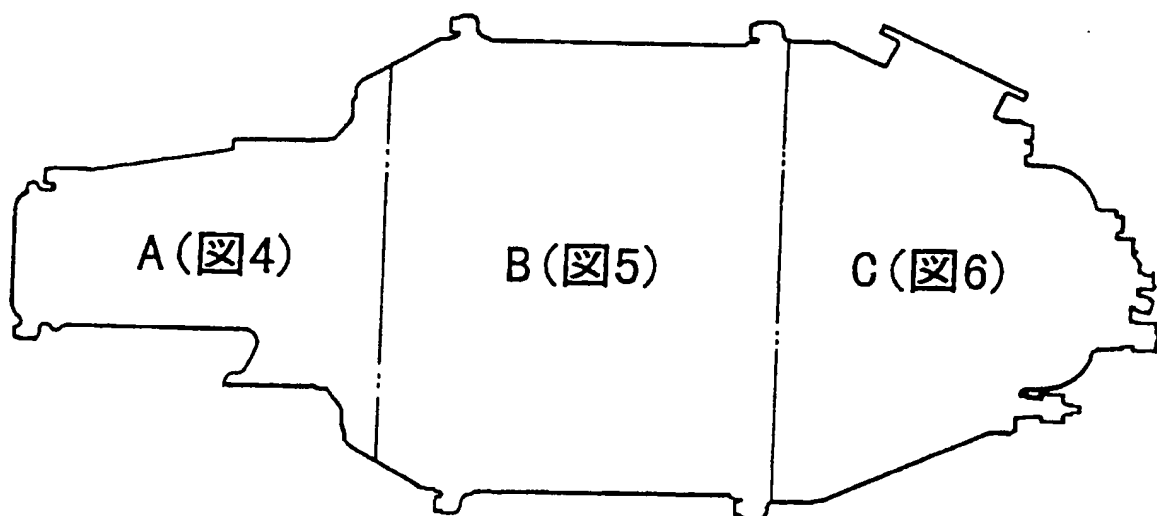
3 / 9

図 3



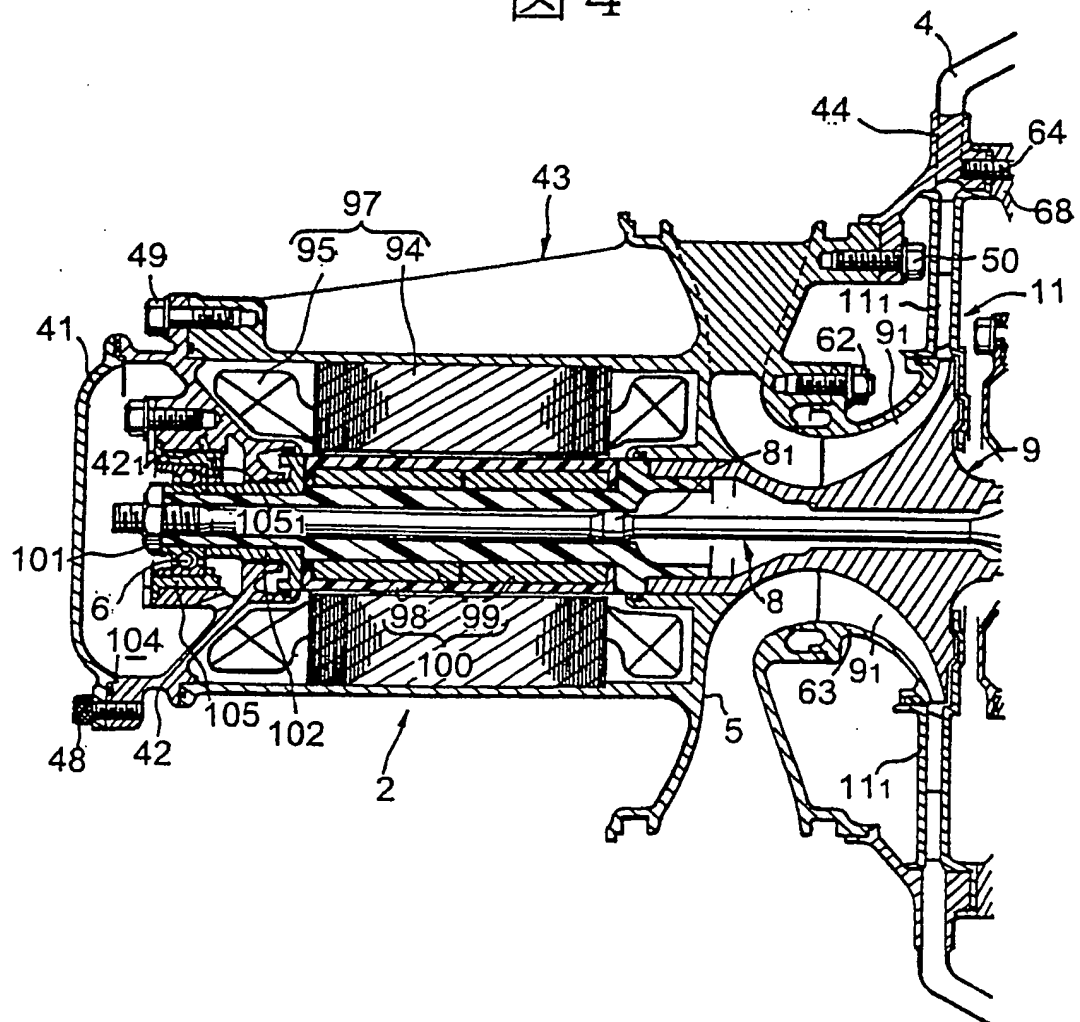
3 / 9

図 3



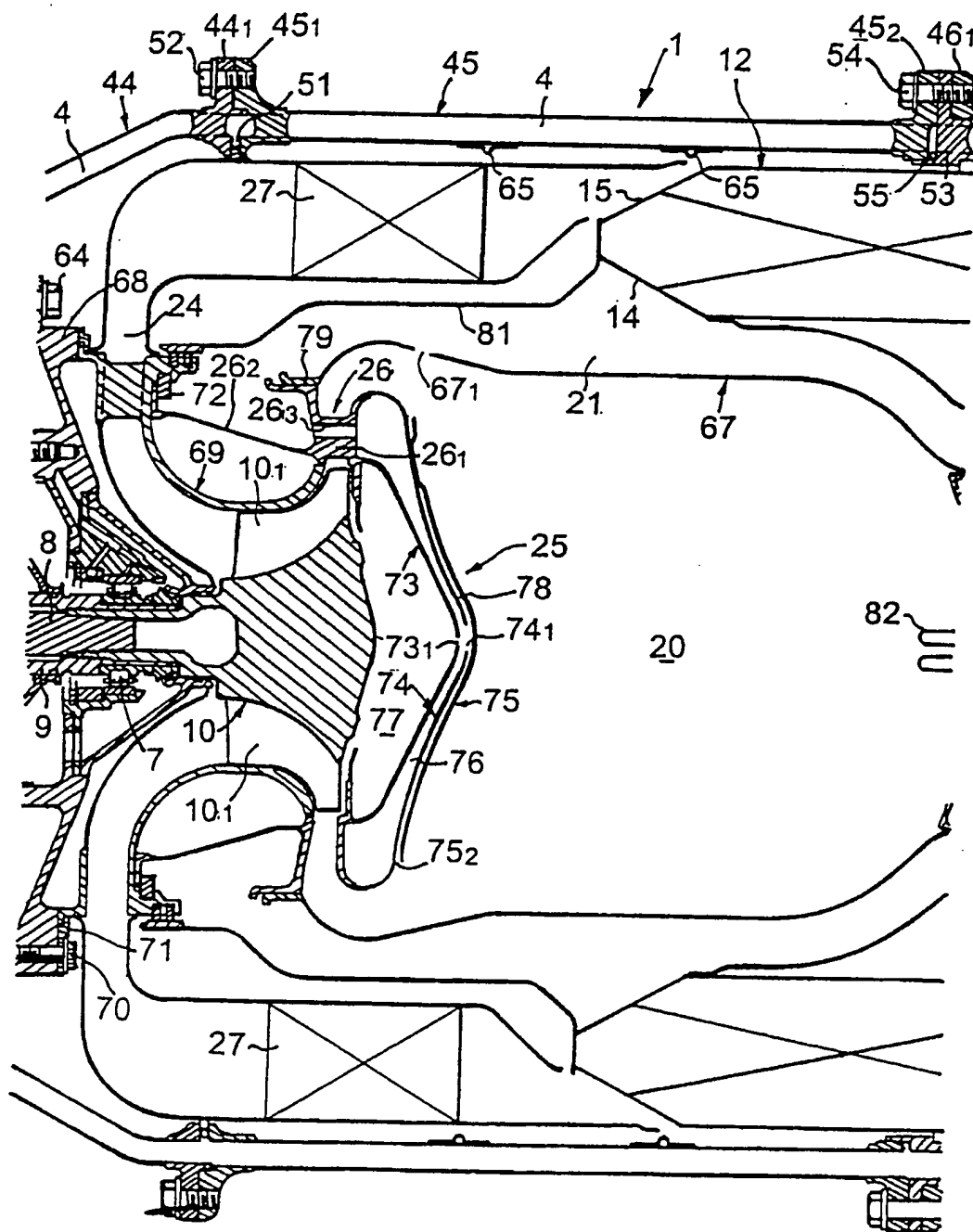
4 / 9

図 4



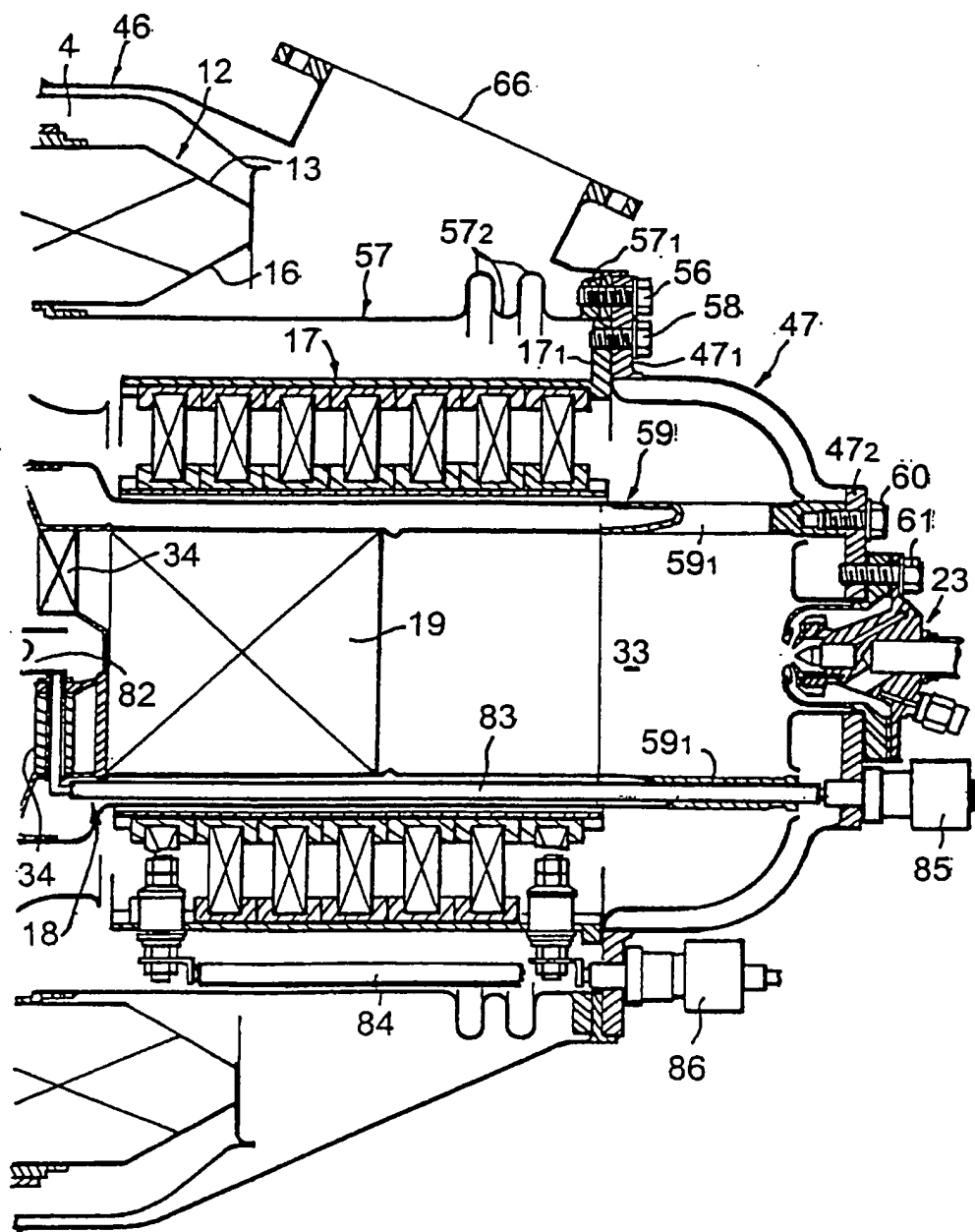
5 / 9

図 5



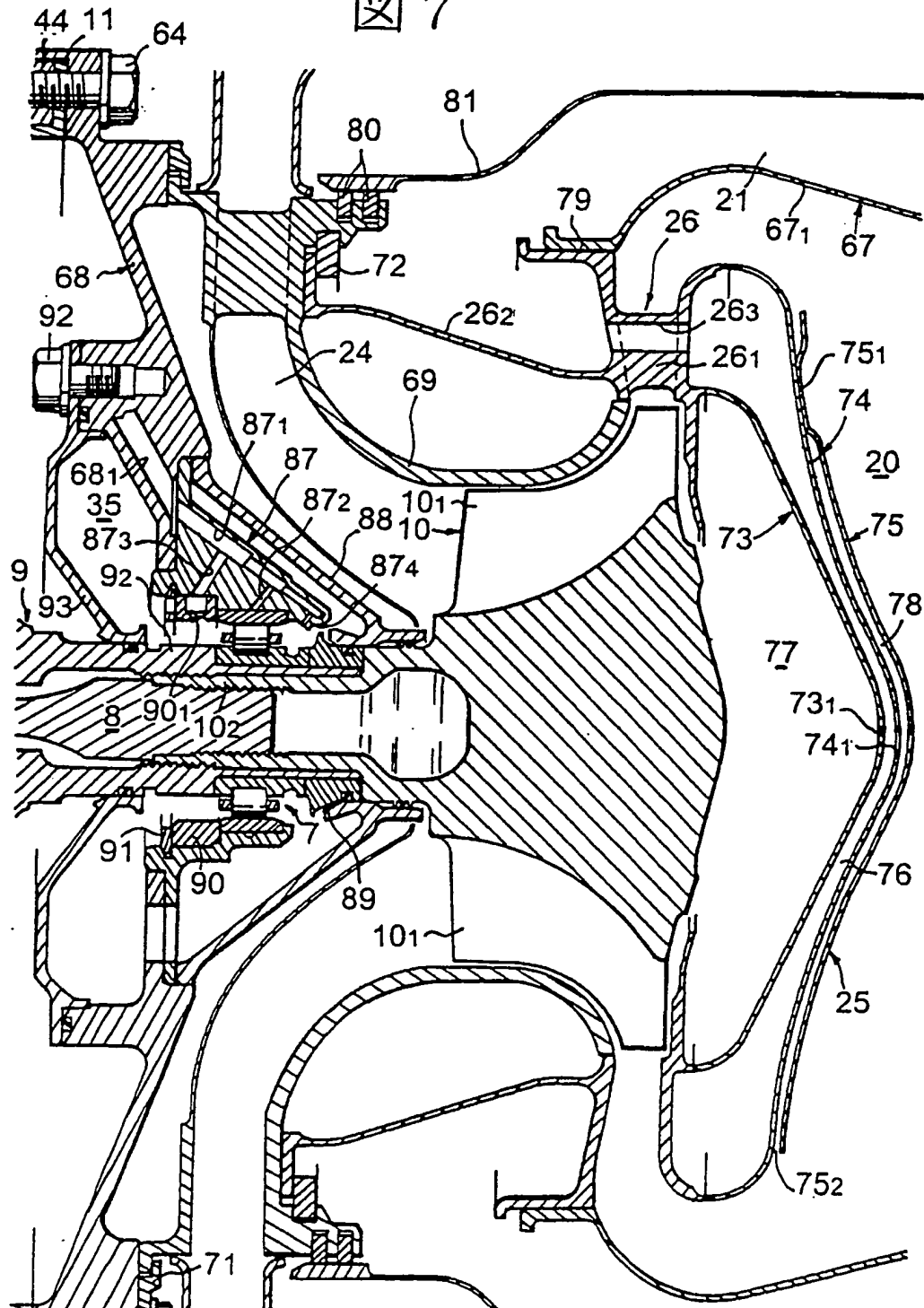
6 / 9

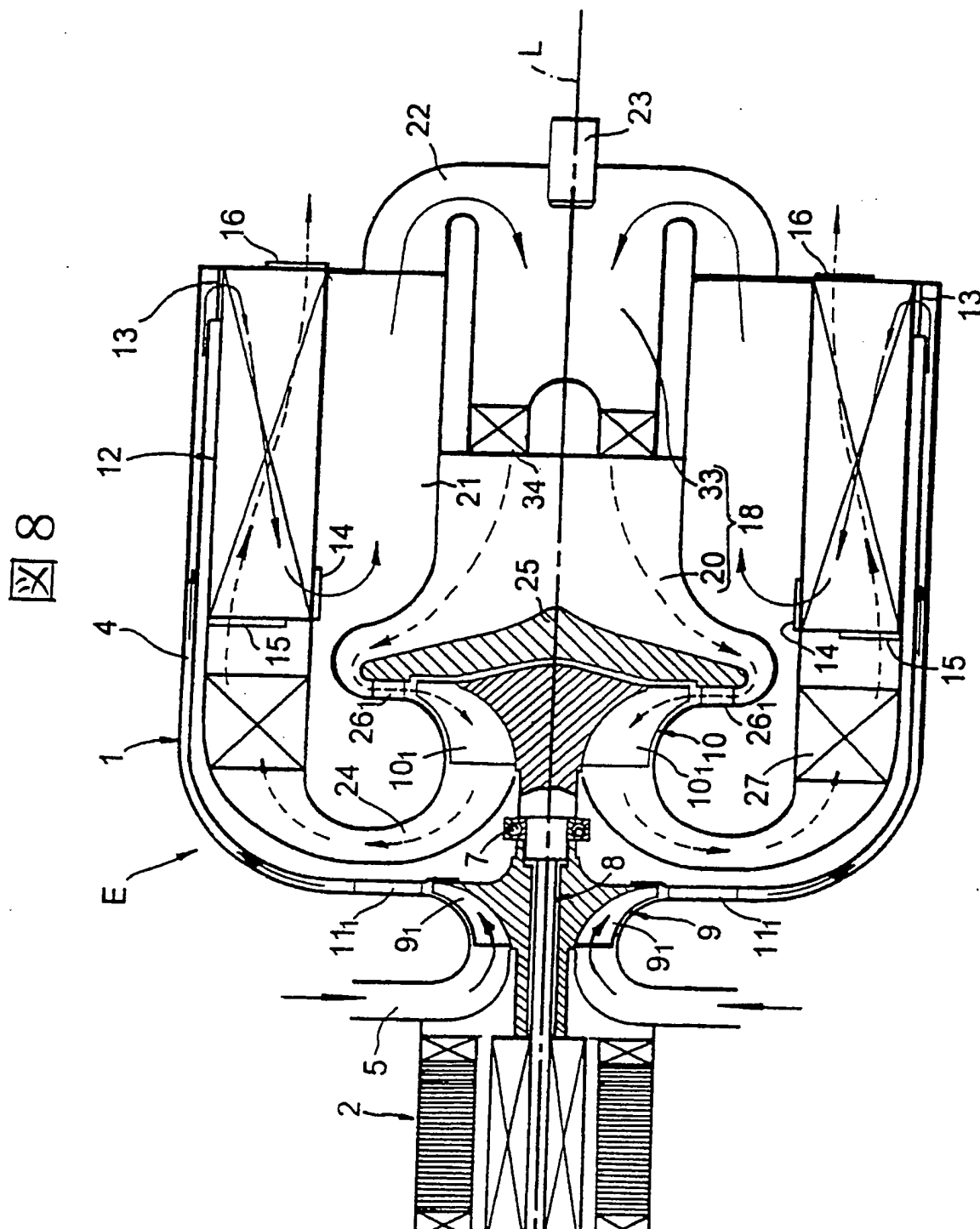
図 6



7 / 9

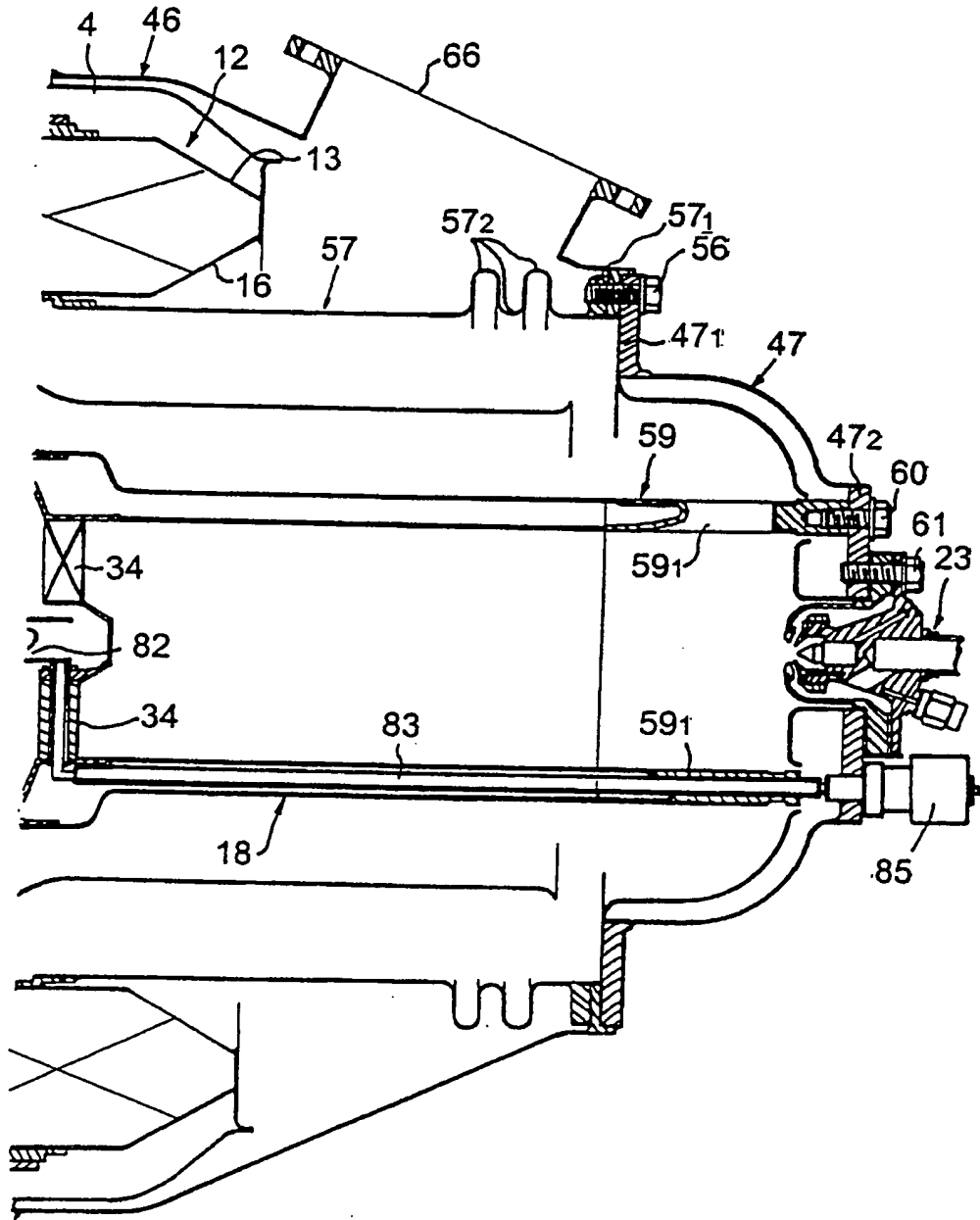
図 7





9 / 9

図 9



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP96/02179

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl⁶ F02C3/05, 3/14, 7/08, F23R3/40, 3/42

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl⁶ F02C3/05, 3/14, 3/16, 7/08, F23R3/40, 3/42

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1996

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1996

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 61-39495, B2 (Kernforschungsanlage Julich GmbH.), September 4, 1986 (04. 09. 86), Figs. 1 to 2, 5 & GB, 2005355, A & FR, 2405365, A & US, 4213297, A & DE, 2744899, C3	1, 3
Y	JP, 5-505231, A (Allied Signal Inc.), August 5, 1993 (05. 08. 93), Fig. 1 & US, 4993223, A & WO, 9103649, A1 & WO, 9103695, A2 & US, 5050668, A & EP, 491876, B1	1, 3
Y	JP, 1-290926, A (Nissan Motor Co., Ltd.), November 22, 1989 (22. 11. 89), Figs. 1 to 4 (Family: none)	1, 3
Y	JP, 60-14017, A (Toshiba Corp.), January 24, 1985 (24. 01. 85), Figs. 2 to 6, 8 (Family: none)	2, 4, 5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

• Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

November 7, 1996 (07. 11. 96)

Date of mailing of the international search report

November 19, 1996 (19. 11. 96)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP96/02179

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 56-81229, A (Nissan Motor Co., Ltd.), July 3, 1981 (03. 07. 81), Figs. 2 to 3 (Family: none)	6
A	JP, 2-153231, A (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.), June 12, 1990 (12. 06. 90), Fig. 1 (Family: none)	1
A	JP, 6-323160, A (AAB Management AG.), November 22, 1994 (22. 11. 94), Fig. 1 & EP, 620362, A1 & US, 5454220, A	3
A	JP, 7-6403, B2 (Nissan Motor Co., Ltd.), January 30, 1995 (30. 01. 95), Fig. 1 & DE, 4006982, A & US, 5079911, A	1, 3
A	JP, 6-29479, Y2 (Kawasaki Heavy Industries, Ltd.), August 10, 1994 (10. 08. 94), Figs. 1 to 3 (Family: none)	1

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁸ F02C3/05, 3/14, 7/08, F23R3/40, 3/42

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁸ F02C3/05, 3/14, 3/16, 7/08, F23R3/40, 3/42

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-1996年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP, 61-39495, B2 (ケルンフオルシユングスアンラーゲ・ユーリツヒ・ゲゼルシャフト・ミト・ベシユレンクテル・ハフツング) 4. 9月, 1986 (04. 09. 86), FIG. 1~FIG. 2, FIG5 &GB, 2005355, A&FR, 2405365, A&US, 4213297, A&DE, 2744899, C3	1, 3
Y	JP, 5-505231, A (アライド・シグナル・インコーポレーテッド) 5, 8月, 1993 (05. 08. 93) FIG. 1 & US, 4993223, A&WO, 9103649, A1&WO, 9103695, A2&US, 50506 68, A&EP, 491876, B1	1, 3

☒ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

07. 11. 96

国際調査報告の発送日

19.11.96

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

杉山豊博

3G

9038

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P, 1-290926, A (日産自動車株式会社) 22, 11月, 1989 (22. 11. 89) 第1~4図 (ファミリーなし)	1, 3
Y	J P, 60-14017, A (株式会社東芝) 24, 1月, 1985 (24. 01. 85), 第2~6図, 第8図 (ファミリーなし)	2, 4, 5
Y	J P, 56-81229, A (日産自動車株式会社) 3, 7月, 1981 (03. 07. 81), 第2~3図. (ファミリーなし)	6
A	J P, 2-153231, A (石川島播磨重工業株式会社) 12, 6月, 1990 (12. 06. 90), 第1図. (ファミリーなし)	1
A	J P, 6-323160, A (エー エー ビー マネージメント アクチエンゲゼルシャフト) 22, 11月, 1994 (22. 11. 94), 第1図 & EP, 620362, A & US, 5454220, A	3
A	J P, 7-6403, B2 (日産自動車株式会社) 30, 1月, 1995 (30. 01. 95), 第1図 & DE, 4006982, A & US, 5079911, A	1, 3
A	J P, 6-29479, Y2 (川崎重工業株式会社) 10, 8月, 1994 (10. 08. 94) 第1~3図. (ファミリーなし)	1